



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사학위논문

**차량 서스펜션 특성 변경을 통한
로드노이즈 개선 연구**

**A Study on Improvement of Road Noise by Changing
Vehicle Suspension Characteristics**

2017년 7월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

이 윤 창

초 록

본 연구는 로드노이즈를 초기에 개선 할 수 있는 설계 인자를 제시하고 제시된 설계 인자를 통해 차체에 전달되는 가진력을 줄임으로써 로드노이즈 개선에 중점을 두었다. 로드노이즈의 가진력을 계측하기 위해 전륜 서스펜션을 차량에서 탈거하여 현가 장치 리그 테스터에 부착하였으며 서스펜션 하드 포인트 중 하나인 댐퍼탑의 가진력을 힘 센서로 직접 측정 하였고 토 각, 캐스터 각과 같은 서스펜션의 특성 요소를 변경하여 가진력 감소와 함께 로드노이즈 저감을 실행하게 되었다. 또한, 실제 차량에서 탈거한 서스펜션을 현가 장치 리그 테스터에 장착하여 직접 측정한 가진력과 실제 운행하는 차량에 발생하는 가진력이 비슷하다는 사실을 바탕으로 서스펜션 댐퍼탑의 가진력을 TPA(전달 경로 분석)기법으로 측정하였다. 본 연구에서는 서스펜션 특성 변경을 통해 가진력 및 로드노이즈를 저감하는 방법을 논의하고자 한다.

주요어: 로드노이즈, 현가장치 리그 테스터, 댐퍼탑, 전달경로분석, 건실
최적설계

학 번: 2015-22719

목 차

초 록.....	i
목 차.....	ii
LIST OF TABLES.....	iv
LIST OF FIGURES.....	v
1 서론.....	1
2 기초 이론.....	3
2.1 로드노이즈 정의 및 특성.....	3
2.2 크리트 가진 실험.....	4
2.3 전달경로분석.....	4
2.4 현가장치 리그 테스터.....	7
2.5 건실최적설계.....	7
3 실험 구성 및 측정 방법.....	11
3.1 댐퍼탑에서의 관심 주파수 설정.....	11
3.2 크리트 가진 실험.....	11
3.3 건실최적설계.....	12
3.3.1 예비실험.....	12
3.3.2 1차 건실최적설계.....	13
3.3.3 2차 건실최적설계.....	13
4 측정 결과 및 분석.....	23
4.1 크리트 가진 실험을 통한 예비실험 결과.....	23

4.2 1차 견실최적설계 실험 및 결과 분석.....	23
4.3 2차 견실최적설계 실험 및 결과 분석.....	25
4.4 최종 실험 결과.....	26
5 결론.....	34
참고 문헌.....	35
Abstract.....	36

LIST OF TABLES

3.1 Operational measurement conditions.....	15
3.2 Variable of design factors.....	15

LIST OF FIGURES

2.1 The road noise of factor analysis.....	10
3.1 The transfer path of the acceleration sensor from the damper top to the driving seat.....	16
3.2 The maximum excitation force at 17Hz.....	16
3.3 Experimental set up of the cleat with chassis dynamometer.....	17
3.4 The front suspension that removed from the car.....	17
3.5 Experimental setup of suspension rig tester in chassis dynamometer.....	18
3.6 The optimal robust design's preliminary test procedures.....	19
3.7 Locations of additional mass on the front suspension.....	20
3.8 The experimental design factors (a) caster angle (b) additional mass and (c) toe angle.....	21
3.9 The experimental condition of the toe angle.....	22
4.1 The 1st optimal robust design S/N ratio result.....	27
4.2 The 1st optimal robust design S/N ratio result without N3(40psi).....	28
4.3 The design variable's factor S/N ratio (a) each S/N ratio sensitivity (b) average sensitivity and difference.....	29
4.4 The design variable S/N ratio sensitivity graph (a) A (caster angle) (b) B (additional mass) (c) C (toe angle).....	30

4.5 The 2nd optimal robust design S/N ratio result.....	32
4.6 Design Variable B (Additional Mass) 1st design (Rhombus) and 2nd design (Square) S/N ratio sensitivity graph.....	33
4.7 The initial value, 1st design and 2nd design final analysis.....	33

1. 서 론

차실내의 소음은 공기기인 소음(air-borne noise)과 구조기인 소음(structure-borne noise)으로 구분이 된다. 공기기인 소음은 타이어 패턴소음(pattern noise)이나 흡기소음 등이 있고 구조기인 소음은 로드노이즈와 동력 전달계 소음 등이 있다. 타이어 패턴소음이나 흡기소음과 같은 공기기인 소음은 차량 흡차음재 개발로 인해 소음 저감 기술이 이루어졌으며, 구조기인 소음인 동력 전달계 소음 또한 마운트 동특성과 같은 소음 저감 기술이 발전이 되면서 개선이 되고 있는 실정이다. 그렇게 됨에 따라 로드노이즈의 개선 중요성이 대두되고 있는 상황이나 로드노이즈의 개선은 타 노이즈와는 달리 개선이 더딘 실정이다. 로드노이즈란 차량이 주행할 때 노면에 의한 진동이 타이어, 서스펜션, 차체의 입력점 등을 가진 시켜 차량 실내로 전달되는 고체 전달음을 말한다. 로드노이즈 연구는 크게 2가지로 나눌 수 있는데, 하나는 로드노이즈 성능 평가 연구이다. 로드노이즈 성능 평가 연구 분야는 소음의 기여도를 분석을 하는 TPA(Transfer Path Analysis)라는 기법이 대표적이고, [1] TPA의 단점을 개선하고자 혼다社 연구소의 Yoshida가 주행데이터의 전달율(Transmissibility)과 주성분분석(Principal Component Analysis)을 이용한 OTPA(Operational Transfer Path Analysis) 기법을 고안하였고, LMS社의 Peter Gajdatsy는 기존의 TPA에서 힘을 예측하기 위해 부가적으로 설치하는 indicator의 수를 줄인 OPAX(Operational Path Analysis with eXogeneous inputs)기법을 고안하는데 까지 이르러 로드노이즈 성능 평가 연구 분야는 크게 발전하고 있다. [2][3] 나머지 하나는 로드노이즈 성능 예측 및 개선 연구로서 앞에서 서술했던 로드노이즈 성능 평가 연구와는 다르게 발전이 상대적으로 뒤쳐지고 있다. 그 이유는 자동차 서스펜션의 구조

변경이 쉽지 않으며, 실제 로드노이즈 예측에서도 차량 개발 과정 후반에 주로 나오다 보니 개발 단계에서 예측을 해야 할 수 없기 때문에 로드노이즈 개선은 더디어질 수 밖에 없기 때문이다. 그 동안의 성능 예측 및 개선 연구 분야에서는 유한 요소 해석 방법을 이용해서 해석을 하는 연구도 진행이 되었지만 유한 요소 해석을 할 경우, 해석 주파수 범위의 한계가 있는 것을 발견할 수 있었다. [4] 본 연구는 현가 장치 개발 단계에서 로드노이즈를 예측하기 위해 개발된 현가장치 리그 테스터를 이용한 연구를 진행하였다. [5] 보통 로드노이즈 예측을 하는 경우, 타이어의 너클(Knuckle)을 가진원으로 산정을 해서 실내 수음점을 하나의 경로로 보고 예측을 하였지만, 현가장치 리그 테스터를 이용해서 로드노이즈를 예측을 하는 경우 너클뿐만 아니라 현가장치의 다른 하드 포인트에서 가진력을 직접 측정할 수 있는 장점이 있어 로드노이즈의 경로를 좀 더 정확하게 파악할 수 있고 성능 개선에 있어서 체계적인 개선을 기대할 수 있다. 본 연구는 중형 차량의 전륜 서스펜션을 탈거하여 TPA기법을 사용하되 가진력을 직접 측정할 수 있는 직접법을 사용하여 연구를 진행하였다. 본 연구는 로드노이즈가 확실하게 발생하는 시점을 재연하기 위해 차대 동력계에 크리트를 설치하여 로드노이즈를 발생시켰고, 로드노이즈가 발생되게 차량 시속을 30km/h로 설정하여 실험을 진행하였다. 이러한 조건에서 가진력이 높은 컴포넌트 중 하나인 댐퍼탑에서 가진력을 최소화 시키기 위해 차량 서스펜션의 구조 변경 없이 차량 서스펜션의 특성을 건실최적설계를 적용하여 실험을 진행하였다. [6] 댐퍼탑에서의 가진력을 최소화 시키고 로드노이즈 최소화에 대한 서스펜션 특성 설계를 정립하는 것이 이 연구의 목적이다.

2. 기초 이론

2.1 로드노이즈 정의 및 특성

로드노이즈는 차량의 타이어가 불규칙한 노면과의 마찰로 인하여 발생하는 현상이기에, 소음의 원인을 파악하는 것이 쉽지 않은 것으로 알려져 있다. 차량 타이어에서 가진이 되는 것을 기점으로 하여 차량 서스펜션을 통해 차체 바닥에서 올라오는 소음이기 때문에 전달 경로가 복잡하다. 로드노이즈가 전달 경로가 복잡한 것 이외에도 원인이나 결과 분석이 쉽지 않은 또 다른 이유는 순음(tonal noise)과 광대역음(broadband noise)이 복합해서 나오기 때문이다. 2 가지의 소음이 복합형태로 나오는 이유는 타이어의 프로파일(Profile)은 일정한 형태를 취하고 있어서 일정한 소음의 형태를 가지게 되지만 노면의 가진은 일정하지 않게 나오는 소음의 형태를 가지게 된다. 이러한 로드노이즈가 많이 나오는 시속 구간은 30~60km/h로서 사실 시속이 더 증가가 되면 로드노이즈의 소음이 커지는 경향이 있으나 주파수(Frequency)의 특성은 크게 변하지 않고 차 고유의 특성이 나타난다.

알려진 바에 의하면 100Hz ~ 250Hz 범위의 진동수 영역에서는 타이어 자체의 진동 특성이 중요하며, 특히 230 ~ 300Hz 범위는 타이어 내부 공동(Cavity) 특성이 강하여 공명 현상이 발생한다. [7] 일반적으로 로드노이즈는 구조기인 소음(Structure borne noise)의 영향이 공기기인 소음(Air borne noise)에 비해 큰 영향력을 가는 특성 또한 가지고 있다. [8]

노이즈의 형태는 500Hz 를 기점으로 해서 자동차 타이어의 소음 종류가 2 종류로 나누어 지게 되는데 하나는 구조기인 전달음인 로드노이즈와 다른 하나는 공기기인 전달음인 타이어 패턴노이즈(pattern noise)로 구분된다. 패턴노이즈는 보통 타이어 자체의 문제이며 500Hz 이상에서 발생

하는 노이즈고 로드노이즈는 노면과 타이어 혹은 타이어와 차체와 관계된 문제로 500Hz 이하에서 주로 발생한다.

2.2 크리트 가진 실험

차체로 전달되는 가진력을 측정하려면 로드노이즈의 가진이 시작되는 타이어에 충분한 크기의 가진력을 가해야 한다. 차대 동력계에서 타이어를 가진시키는 방법에는 크게 2 가지로 나눌 수 있는데 한 방법은 차대 동력계에 어느 정도 크기의 요철을 사용하는 크리트(cleat) 가진법이고, 다른 하나는 일반 아스팔트 도로면을 실제로 복사를 하여 도로면의 특성을 그대로 반영한 셸(shell)을 사용하는 방법이다. 이 연구에서는 노면의 턱을 재현할 수 있는 크기로 높이 26mm 로 실험을 하였고 실험을 할 때 차대 동력계 물러에 부착을 하여서 실험을 하였다. 크리트를 사용시 타이어가 턱에 걸리면서 타이어에 대한 가진력이 충격 신호화가 되어 모든 주파수 대역으로 가진 된다. 실험을 통해 어느 Hz 범위에서 가진력이 제일 높은지 찾고, 그 가진력을 줄이기 위한 서스펜션 특성을 찾고자 크리트 가진 실험을 진행하게 되었다.

2.3 전달경로분석

전달경로분석법은 소음원이 다양한 경로를 통해 전달이 되는 것을 입력의 크기 그리고 소음에 대한 기여도를 정량화 및 시각화시켜서 보여주는 방법이다. 단순한 소음 기여도 평가뿐만이 아니라 복잡한 시스템의 전달을 파악하기 위해서라도 제대로 된 전달경로분석법이 필요하다. 이는 서스펜션의 일부 부품의 진동뿐만이 아니라 여러 부품이 결합이 되었을 때 구속 조건의 변경으로 인한 공진 모드 주파수가 달라질 수 있으며, 컴포

넌트의 결합 및 이음새 부분 쪽에서 절연이나 전달되는 부분의 진동이 크게 달라질 수 있기 때문이다.

실제로 로드노이즈는 2.1 에서 이야기 했듯, 달리는 차량에서 타이어와 노면간의 마찰로 생기는 진동이 서스펜션을 통해 발생하는 소음이기 때문에 서스펜션 차체 외에도 댐퍼, 서브프레임, 암류 부품이 큰 영향을 미치게 된다.

기본적인 구조기인 소음에 관련된 전달 경로 분석 식을 보면 식 (2.1)과 같다.

$$P^{preceiver} = \sum P_i = \sum F_i \times P^{preceiver} / F_i \quad (2.1)$$

여기서 $P^{preceiver}$ 는 응답점에서 발생하는 소음을 뜻하며, F_i 는 i 번째의 경로의 작용하는 가진력, $P^{preceiver} / F_i$ 는 i 번의 경로의 입력점과 응답점 사이의 구조-음향 전달함수(vibro-acoustic transfer function)을 뜻한다. 전달경로분석에서의 핵심 부분은 입력점에서 작용하는 가진력의 크기와 경로에서 발생하는 입력점과 응답점 사이의 구조-음향 전달함수를 확실하게 밝히는 것이다. TPA 방법에서 실제 가진력을 규명하는 방법은 크게 직접법과 간접법으로 나타낼 수 있다. 직접법은 입력점에 대해서 힘 센서(force transducer)나 스트레인 게이지(strain gauge)를 부착해서 직접 측정하는 방법이거나 헤르츠 충격 이론(Hertz impact theory)을 적용하여 직접적으로 가진력을 측정하는 방법을 뜻한다. 하지만 이 2 가지의 방법의 단점은 측정 위치에 직접 설치하는데 있어 구조적인 한계점이 있고 설치하는데 시간과 비용이 큰 나머지 널리 사용되지 못하는 단점이 있다. 그 외에도 힘을 계산할 시에도 지나가는 노면 형상을 스캔을 해야 하기 때문에 사용하는데 제약이 있다는 단점이 있다. [9]

간접법은 크게 2 가지로 나눌 수 있는데, 하나는 동강성법(dynamic

stiffness method), 또 다른 하나는 역행렬법(matrix inversion method)이다. 여기서 동강성법의 이론식은 (2.2)와 같다.

$$F_i(\omega) = K_i(\omega) \times (a_{i,a}(\omega) - a_{i,p}(\omega)) / -\omega^2 \quad (2.2)$$

동강성법은 양 사이드 점, 즉 입력점과 응답점 사이의 응답함수와 마운트(mount)의 강성 특성을 알면 바로 구할 수 있다는 장점이 있다. 이 동강성법에 대한 가정은 크게 3 가지로 볼 수 있다. 첫번째, 측정된 동강성은 정확하다라는 점이다. 두번째로 동강성은 선형(linear)이라는 점, 마지막으로 세번째로 응답점의 변위는 입력점의 변위에 비해 상당히 작다라는 점이다. 이 3 가지의 가정이 완벽하완 이루어질 때 동강성법의 정확도를 어느 정도 신뢰를 할 수 있지만 실제로는 정확하게 측정하기가 어렵다는 것과 부드러운 조인트 시스템에서만 측정이 정확하다는 단점이 있다. 다른 간접법인 역행렬법의 이론식은 (2.3)과 같다.

$$F(\omega) = [H(\omega)]^{-1} \times a(\omega) \quad (2.3)$$

역행렬법의 장점으로서는 동강성법에 비해 사용 범위가 넓다는 장점이 있으며 동강성을 알지 못할 경우에도 사용이 가능하다는 장점이 있다. 그리고 시스템이 변경을 하더라도 입력점과 응답점 간의 주파수 응답함수(Frequency Response Function)를 측정하는데 문제가 없다. 단점으로는 잡음에 민감하며 수학적으로 수식이 복잡하고 시간이 오래 걸린다는 단점을 가지고 있으며 입력점들 사이가 너무 가까운 경우 주파수 응답 행렬이 불량 문제(ill-conditioned problem)가 발생할 수 있다.

직접법과 간접법에서 구조-음향 전달함수를 측정하는데 있어서 2 가지 방법으로 가진하는 방법이 있다. 첫번째로 임팩트 해머(impact hammer) 방법이 있고 두번째로 셰이커(shaker)를 이용한 방법이 있다.

2.4 현가장치 리그 테스터

본 연구에서 가진력을 직접 계측할 수 있는 직접법을 하기 위해 특수 제작된 현가장치 리그 테스터라는 장치를 사용하였다. 현가장치 리그 테스터는 실제 차량이 아닌 차량의 전륜 혹은 후륜 서스펜션을 리그 테스터에 조립을 하여 차대 동력계로 실험하기 위한 장치이다. 실험하는 차종에 따라 리그 테스터를 따로 제작하여 실험하는 것은 시간 요소적인 문제와 비용 요소적인 문제가 있기 때문에 실제 실험에서 구현하기 어렵다는 단점이 있다. 이를 보완하기 위해 현가장치 리그 테스터는 어댑터 블록(adaptor block)과 기본 프레임(base frame)으로 분리가 되어 있다. 어댑터 블록은 차량 종류에 따른 현가장치의 하드 포인트가 달라진 것을 대응하기 위해 실험 차량에 따른 어댑터 블록을 개별 제작을 하여 기본 프레임과 같이 조립을 한다. 기본 프레임은 차종에서 일정수준 독립적으로 사용이 가능하며 강한 강성으로 이루어져 있다. 차종과 상관없이 기본 프레임을 그대로 사용하기 때문에 강체로 거동하게 설계 되어있다.

2.5 견실최적설계

견실최적설계(optimal robust design)란 소비자의 제품을 사용할 시 사용하는 조건이 다양하게 변해도 제품의 기능이 변하지 않고 ‘가장 좋은 상태’를 유지하게 하는 설계변수의 최적값을 여러 차례의 실험을 통해 찾아내는 것을 말한다. 견실최적설계는 계획(planning), 전개(design), 수행(conducting), 및 분석(analysis)로 구성 되어있다.

견실최적설계에서 추구하고자 하는 목표는 ‘가장 좋은 상태’로 유지시키는 것이다. 견실최적설계의 목표는 3 종류로 구분 할 수 있다.

- 1) 망대(smaller-the-better) 설계목표 기능변수: 항상 최대화 상태로 유지하려고 하는 양
- 2) 망소(larger-the-better) 설계목표 기능변수: 항상 최소화 상태로 유지하려고 하는 양
- 3) 망목(nominal-the-best) 설계목표 기능변수: 항상 특정 목표값으로 유지하려는 양

본 연구의 목표는 차량 전륜 서스펜션 댐퍼탑에서의 최대 가진력을 감소시켜 로드노이즈 저감시키는 것이 목표이기 때문에 설계 목표를 최소화시키는 망소 설계목표로 규정하였다.

설계 목표가 설정이 되었으면, 다음 단계인 설계목표 기능변수를 설정해야 한다. 설계목표 기능변수를 정하기 설계하려는 대상의 영향을 주는 다양한 요소들을 전부 고려한 후 변경 가능한 요소들을 확인 및 설정을 해서 Figure 2.1 과 같이 로드노이즈의 요인 분석도를 작성할 수 있다. 요인 분석도를 토대로 설계변수의 종류 및 수준을 결정할 수 있게 되고, 설계목표 기능변수를 설정을 해야 한다.

설정한 설계목표 기능변수가 정해지면 기능변수의 수준을 결정을 해야 한다. 기능변수들의 수준이란 실험을 하기 위해 기능변수들을 선택하게 되었을 때 설계변수마다 지정하는 값을 의미한다. 고객 제품사용조건이라는 개념이 사용되는데 고객 제품사용조건이란 고객이 제품을 사용하는 환경과 방식을 뜻한다. 위의 조건들을 설정하고 난 후, 기능변수 수준의 민감도 분석을 위해 S/N 비(signal-to-noise ratio) 라는 개념을 이용하게 된다. S/N 비가 크다는 의미는 견실최적설계관점에서 보았을 때 잡음은 고객 제품사용조건을 의미하고 특성은 망목, 망대 혹은 망소 등의 설계목표

기능변수를 뜻한다. 본 연구에서는 로드노이즈에 영향을 주는 가진력을 최소화 시키는 것이 목표이기 때문에 망소 설계목표 기능변수로 설정을 하게 되었다. 망소 설계목표 기능변수에서의 S/N 비는 식 (2.4)와 같이 정의가 된다.

$$S/N_{\text{망소}} = -10\log[y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_n^2/n][\text{dB}] \quad (2.4)$$

즉, 각각의 설계목표 기능변수들의 제곱값들의 합이 최소화 시키는 것이 망소 설계목표 기능변수 S/N 비를 최대화 시키는 것이다.

실험을 진행하기에 앞서, 설계목표 기능변수들의 실험조합이 여러 실험이 발생하게 된다. 이러한 실험을 다 한다는 것은 불가능한 일이므로, 최적의 실험 횟수를 하기 위해서는 어떻게 진행되어야 하는지 고려해야 하는데 이를 위해 수직행렬이라는 개념을 이용해야 한다. 수직행렬은 최적화 방법중의 하나이며, 수직행렬을 이용할 경우 설계 변수의 조합을 최소화 시켜 실험횟수를 줄일 수 있는 장점이 있다. 이러한 수직행렬 조합은 건실최적설계에 있어서 중요한 개념이며 실제로 시간 및 설계 최적화를 위해서 반드시 해야 할 항목이다.

◆ 요인분석도:

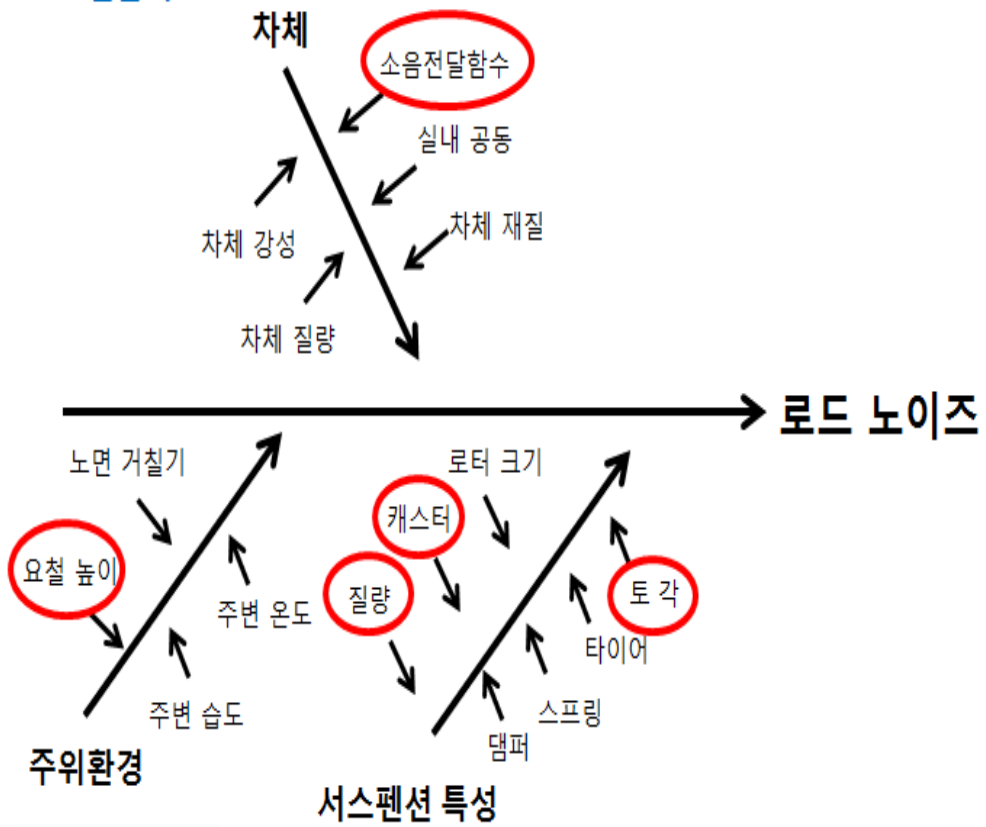


Figure 2.1 The road noise of factor analysis

3. 실험 구성 및 측정 방법

3.1 댐퍼탑에서의 관심 주파수 설정

지금까지의 로드노이즈 실험 및 분석 결과를 보게 되면 댐퍼탑, 전륜 서스펜션의 프론트 마운트 및 리어 마운트 등에서 로드노이즈의 기여도가 높은 것으로 알 수 있다. 그 중 운전석에서 영향도가 높은 댐퍼탑에서의 가진력을 측정하기 위해 Figure 3.1 과 같이 임팩트 해머 가진으로 댐퍼탑에서부터 운전자석에 위치한 가속도센서까지의 주파수 특성 함수(FRF)를 토대로 최소화하고자 하는 주파수 대역을 선정한다. 주파수 선정 결과 Figure 3.2 와 같이 17Hz 에서 Z 방향에서의 가장 큰 가진력이 발생하는 것을 알 수 있었고 17Hz 에서의 Z 축 가진력을 최소화시키는 것을 설계 목표로 설정하였다.

3.2 크리트 가진 실험

댐퍼탑에서부터 운전자석에 위치한 가속도센서까지의 주파수를 파악을 하고 크리트 가진 실험 준비를 해야 한다. 실험에 사용한 장비와 각종 파라미터는 Table 3.1 에 나온 것과 같다. 크리트 가진 시험을 하기 위한 과정은 아래와 같다.

- 1) 차대 동력계에는 크리트가 따로 설치가 되어 있지 않기 때문에 제작된 크리트를 Figure 3.3 과 같이 차대 동력계에 부착한다.
- 2) Figure 3.4 와 같이 전륜 서스펜션을 탈거 한 후 Figure 3.5 에 나타나 있는 리그 테스터에 전륜 서스펜션을 결합한 후 크리트가 장

착된 차대 동력계에 올려 가진력을 측정한다.

본 연구에서는 실제 차량에서 로드노이즈에 영향이 큰 전륜 서스펜션만 탈착하여 댐퍼탑에 힘 센서를 부착 후, 차대 동력계의 주행 속도를 30km/h 로 설정하여 계측과 분석을 진행하였다.

3.3 견실최적설계

견실최적설계를 시도하기 위해 실제 고객제품사용조건과 수준을 제시해야 한다. 본 연구는 고객 제품사용조건인 조건과 수준을 타이어 공기압으로 설정하였다. 실제 차량이 운전하는데 있어서 타이어의 공기압 영향이 어떤지 파악하기 위해 3 가지 공기압 조건 24psi, 32psi, 40psi 로 수준을 결정하였다. 이 3 가지의 고객 제품사용조건을 가지고 서스펜션의 설계 변수를 요인분석도를 통해 나타냈는데, 그 중 S/N 비가 탄력적으로 최대화시킬 수 있는 설계 요소로 서스펜션의 추가질량 변화, 캐스터 각의 변화 마지막으로 서스펜션의 추가질량 위치를 설계 변수로 적용을 하였다.

3.3.1 예비실험

예비 실험을 하는 이유로는 직접 선택한 설계 기능변수인 서스펜션 추가 질량의 위치 민감도를 확인하기 위해서다. 고객사용조건인 노면의 요철 두께를 26mm 로 고정하고 타이어 공기압 또한 32psi 로 고정한 상태에서, 서스펜션의 너클, 핸들축, 스테빌라이저(stabilizer) 및 링크(link) 기준점을 잡고 질량을 가/감 하여 Figure 3.6 과 같이 실험 절차서를 작성하고 Figure 3.7 과 같이 어느 위치가 질량의 변화에 민감한지 실험을 진행하였다. 예비실험을 통해 설계 기능변수에 대한 민감도를 확인하고 본격적인

견실최적설계를 준비한다.

3.3.2 1 차 견실최적설계

예비실험을 통해 설계 기능변수가 적합한지 확인을 하였고 Figure 3.8 과 같이 망소 설계 기능변수 3 가지를 확정하였다. 첫 번째 설계 기능변수는 캐스터각 조절, 두 번째 설계 기능변수는 서스펜션의 질량 조절, 마지막 설계 기능변수는 토 각 조절이다.

실험의 절차는 각각의 변수를 바꾸어 실험을 진행하는 시간을 고려하여 $L_9(3^3)$ 수직행렬을 택하였고 각각의 설계변수간의 선형적인 상관관계는 고려하지 않고 실험을 수행하기로 하였다. 설계 변수 수준과 종류는 Table 3.2 와 같다. 첫 번째 설계변수인 캐스터각의 경우 효과적이고 빠른 실험수행을 위하여 air bellows 와 수평계를 이용하여 변수의 수준을 조절 가능하게 하였다. 설계 변수 중에서 추가질량을 가감하는 것이 시간이 많이 소요되는 부분이기 때문에 질량 수준을 고정시키고 다른 설계변수의 수준을 바꾸면서 실험을 진행하였다. 통상적으로 캐스터 각의 경우에는 (-)값을 사용하지 않기 때문에 최소 각을 2°로 정하고, 최대 각을 14°까지 변경이 가능하기에 설계변수의 수준을 2°, 8°, 14°로 정하였다. 추가질량의 수준은 -5kg, 0kg, +5kg 으로 설정하였다. 토 각의 토 인과 토 아웃의 모습은 Figure 3.9 과 같이 되어있다. 토 각 0°를 기준으로 대칭적으로 맞추었는데 최대 7°까지 제한이 걸려 있으므로 7°(토 아웃), 0°, 7°(토 인)으로 설계변수의 수준을 결정하였다.

3.3.3 2 차 견실최적설계

1 차 견실최적설계를 거치고 설계 기능변수의 최적의 변수조합을 구하게

되었다. 하지만 조금 더 최적의 값을 구하기 위해 2 차 견실최적설계를 실시 하였다. 2 차 견실최적설계에서는 기존 설계 변수인 캐스터 각, 토 각은 고정시켜 놓고 차량 서스펜션의 질량만 조정하였다. 캐스터 각과 토 각의 고정은 차량 전륜 서스펜션의 조건이 제한이 되어 있기 때문에 비교적 조건에 제약이 없는 서스펜션의 추가 질량을 조절할 수 밖에 없기 때문이다. 이에 따른 고객사용 제품조건은 1 차 견실최적설계 실험에서 행한 타이어 공기압 3 가지 중 상대적으로 별 영향이 없는 40psi 의 값을 제외하고 24psi, 30ps 의 2 가지 조건을 가지고 서스펜션의 질량을 1 차 견실최적설계 실험에서는 5kg 기준으로 설정하였으나, 2 차 견실최적설계에서는 +2kg, +5kg, +8kg 으로 하여 질량 조절의 수준을 기존의 5kg 에서 3kg 으로 좀 더 세분화 시켜서 정했으며 캐스터 각과 토 각은 각각 14°와 7°(토 인)을 고정변수로 두고 실험을 진행하였다.

Table 3.1 Operational measurement conditions

Dynamometer	
Surface	Cleat(710mmX26mmX10mm)
Velocity	30km/h
Drum diameter	2m
Background noise	16 dBA
Measurement Devices	
Force transducer	PCB 260A02 ICP triaxial
FFT analyzer	LMS TEST LAB 13A
Data acquisition module	LMS SCADAS III
Tachometer	B&K Laser Tacho Probe MM 0360

Table 3.2 Variable of design factors

	1	2	3
Caster Angle (A)	2°	8°	14°
Additional Mass (B)	-5kg	0	5kg
Toe Angle (C)	7° (Toe Out)	Center	7° (Toe In)

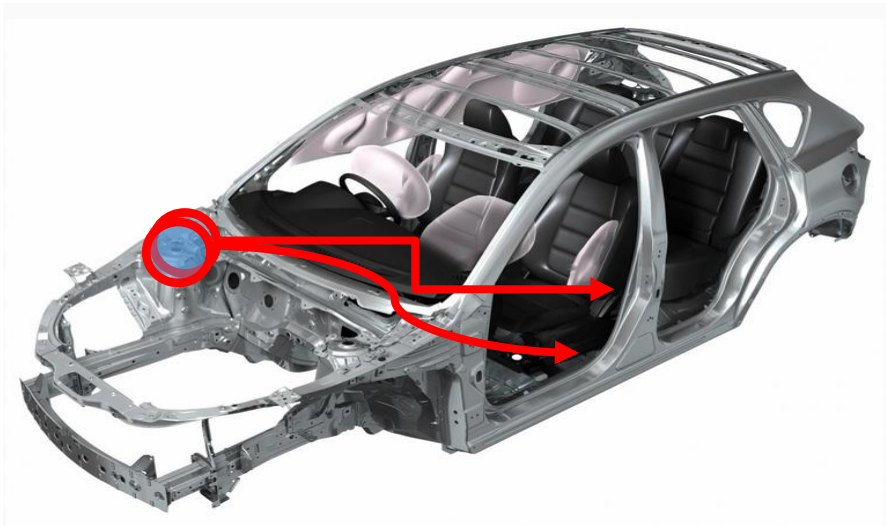


Figure 3.1 The transfer path of the acceleration sensor from the damper top to the driving seat

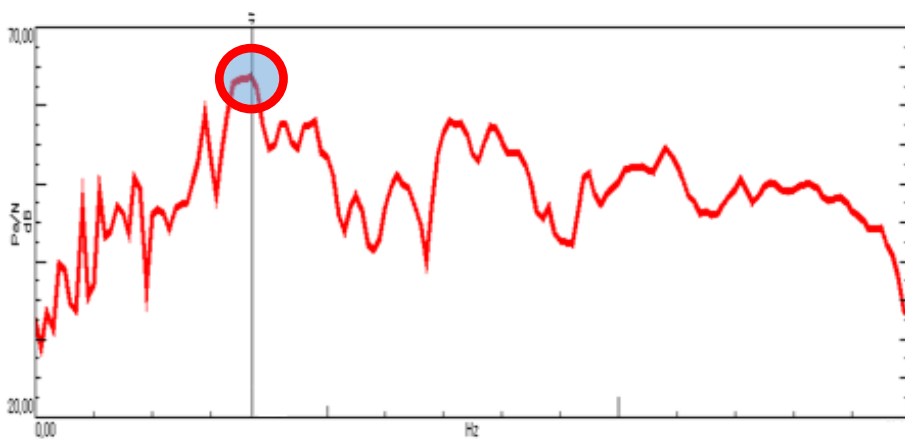


Figure 3.2 The maximum excitation force at 17Hz



Figure 3.3 Experimental set up of the cleat with chassis dynamometer



Figure 3.4 The front suspension that removed from the car

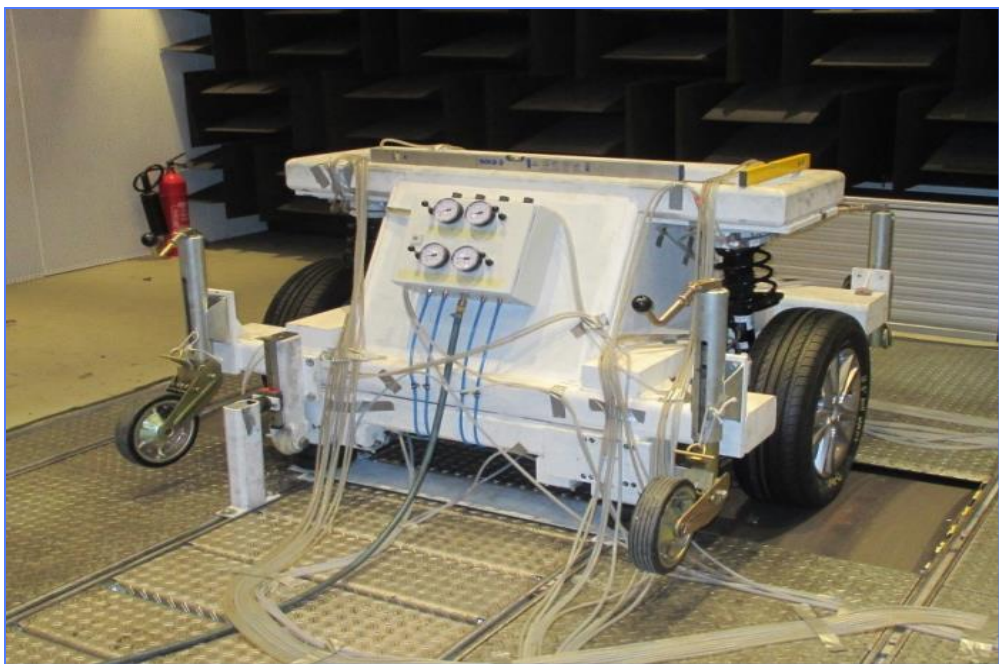


Figure 3.5 Experimental setup of suspension rig tester in chassis dynamometer

실험 목표	로트노이즈 최소화를 위한 건설최적설계	실험절차서	조합 번호	1	실험일시							
					실험자							
설계변수의 값		설계목표 기능변수	앞서스펜션 댐퍼탑 z축 17Hz성분의 가진력 최소화									
		측정방법 절차 및 측정결과										
x_1 : 캐스터 각 = 8° x_2 : 토 각 = Centerline x_3 : 추가질량 x_3 : 추가질량의 위치 = 스티어링		1. 타이어 공기압을 32psi에 맞춘다. 2. 캐스터 각을 8° 로 맞춘다. 3. 가진력 측정장비를 설치한 후 다이노 속도를 30km/h로 맞춘다. 3. 측정장비에 이상이 없다면 차량이 임팩트바를 넘어가는 순간의 가진력을 측정하여 아래의 칸에 기록한다. 4. 같은 과정을 추가질량을 각각 -5, +5일 때의 가진력을 아래 표에 기록한다.										
고객 제품사용조건 재현설비 세팅값												
• 임팩트바의 높이 = 26mm • 타이어 공기압 = 32psi		<table><tr><td>추가질량</td><td>-5</td><td>5kg</td></tr><tr><td>17Hz의 가진력</td><td>23.16</td><td>25.82</td></tr></table>					추가질량	-5	5kg	17Hz의 가진력	23.16	25.82
추가질량	-5	5kg										
17Hz의 가진력	23.16	25.82										

실험 목표	로트노이즈 최소화를 위한 건설최적설계	실험절차서	조합 번호	2	실험일시							
					실험자							
설계변수의 값		설계목표 기능변수	앞서스펜션 댐퍼탑 z축 17Hz성분의 가진력 최소화									
x_1 : 캐스터 각 = 8° x_2 : 토 각 = Centerline x_3 : 추가질량 x_3 : 추가질량의 위치 = 너클		측정방법 절차 및 측정결과 1. 타이어 공기압을 32psi에 맞춘다. 2. 캐스터 각을 8° 로 맞춘다. 3. 가진력 측정장비를 설치한 후 다이노 속도를 30km/h로 맞춘다. 3. 측정장비에 이상이 없다면 차량이 임팩트바를 넘어가는 순간의 가진력을 측정하여 아래의 칸에 기록한다. 4. 같은 과정을 추가질량을 각각 -5, +5일 때의 가진력을 아래 표에 기록한다.										
고객 제품사용조건 재현설비 세팅값												
• 임팩트바의 높이 = 26mm • 타이어 공기압 = 32psi		<table><tr><td>추가질량</td><td>-5</td><td>5kg</td></tr><tr><td>17Hz의 가진력</td><td>23.13</td><td>25.79</td></tr></table>					추가질량	-5	5kg	17Hz의 가진력	23.13	25.79
추가질량	-5	5kg										
17Hz의 가진력	23.13	25.79										

Figure 3.6 The optimal robust design's preliminary test procedures

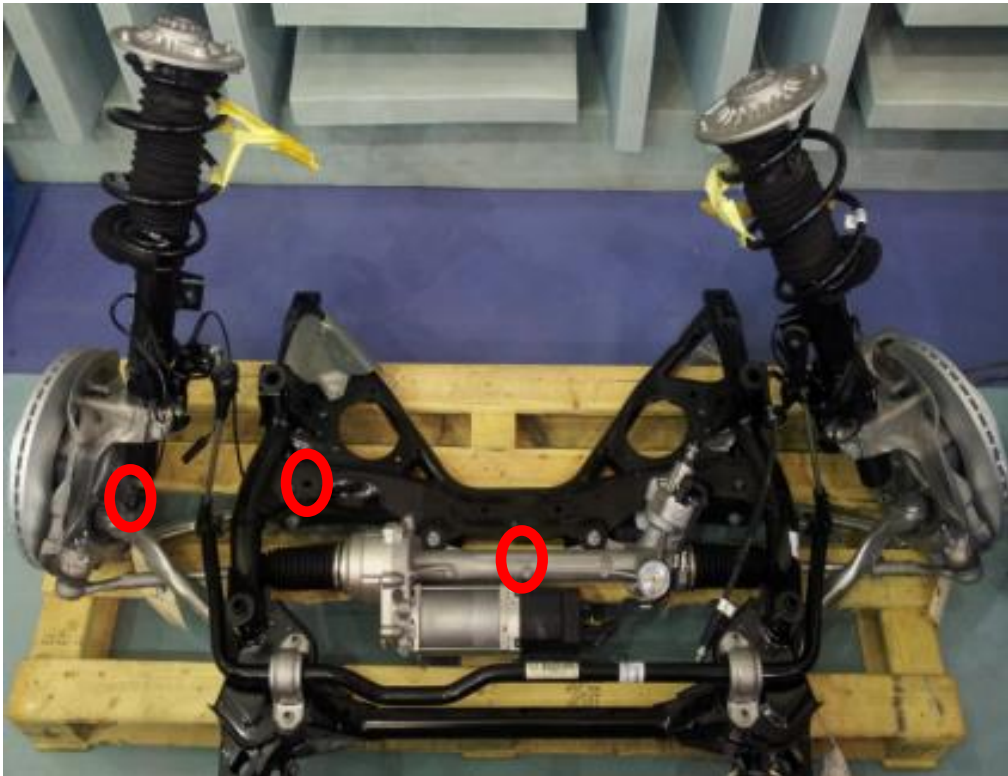


Figure 3.7 Locations of additional mass on the front suspension



(a)



(b)

Figure 3.8 The experimental design factors (a) caster angle (b) additional mass and (c) toe angle



(c)

Figure 3.8 The experimental design factors (a) caster angle (b) additional mass and (c) toe angle

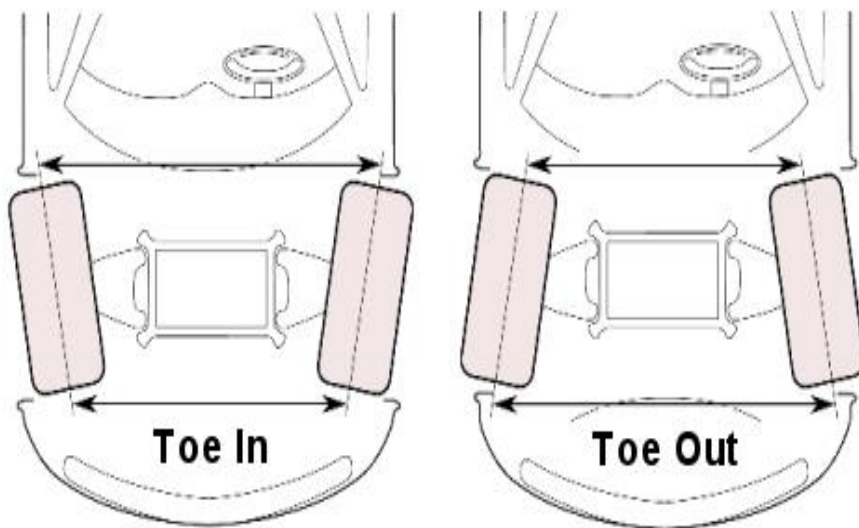


Figure 3.9 The experimental condition of the toe angle

4. 측정 결과 및 분석

4.1 크리트 가진 실험을 통한 예비 실험 결과

본 연구는 크리트의 높이를 26mm로 진행하였고 로드노이즈가 발생이 잘 되는 속도인 30km/h를 기준속도로 실험하였다. 후처리는 1초의 길이를 갖는 Hanning window를 사용하였으며, 충격 신호와 응답을 윈도우의 중앙부로 위치시키기 위해 윈도우를 타코미터(tachometer) 신호를 기준으로 사용을 하였다. 설계변수들의 예비 실험의 결과, 추가 질량의 위치는 다른 2개의 설계변수와 달리 민감도가 상당히 낮고 설계 인자에 큰 영향이 없었다. 그에 따라 설계 변수 한 가지를 토 각의 변화라는 다른 설계 변수로 선정하게 되었다. 예비실험을 통해 설계목표 기능변수를 확정하고 본격적인 건실최적설계를 실시하였다.

4.2 1차 건실최적설계 실험 결과 및 분석

Figure 4.1은 총 9가지 조합을 고객 제품사용조건인 타이어의 공기압 24psi, 32psi, 40psi의 3가지 조건으로 하여 총 27가지의 가진력을 비교하여 설계 조합별로 평균을 내어 S/N 비로 나타낸 결과이다. 1차 건실최적설계 각각의 조합을 3번씩 실험하여 평균값을 가지고 분석하여 나타내었는데 24psi, 32psi 하고는 달리 40psi 제품사용조건일 경우 평균값의 변화폭이 크지 않다는 것을 알 수 있었다. 변화폭이 작은 값들은 다른 데이터들에게 악영향을 준다고 판단을 하여 40psi의 결과값을 제외하고 Figure 4.2와 같이 24psi와 32psi의 2가지 조건으로 시행 후, 총 18가지의 가진력을 비교하여 설계 조합별로 평균을 내어 S/N 비 나온 결과를 다시 정리하였다. 앞서 비교하였던 S/N 비 값보다 더 커졌음을 확인하였고 변화폭이

작은 데이터를 생략하는 것이 더 좋은 결과로 나타날 수 있다는 것을 확인하게 되었다. 24psi 의 공기압과 32psi 의 공기압 조건에서의 가진력을 평균하여 S/N 비 값을 나타낸 결과를 확인하니 조합 3 번에서 가장 좋은 결과가 나왔음을 알 수 있었다. 조합 3 번은 캐스터 각의 각도가 2°, 서스펜션 추가 질량이 +5kg 증가, 토 각의 조절은 7° 토 인일 경우 댐퍼탑의 가진력이 제일 낮은 것을 확인할 수 있으며 S/N 비가 제일 큰 것을 확인할 수 있었다.

가진력이 저감 되는 원인을 파악하기 위해 각 설계 기능변수의 민감도를 Figure 4.3 의 (a), (b)와 같이 분석을 하게 되었다. 각 3 가지의 설계 기능변수 같은 수준을 평균으로 해서 평균값을 나타냈고, 각 평균값의 차이를 보게 되면 캐스터 각에서의 민감도가 제일 낮게 나왔고, 토 각에서의 민감도가 제일 높게 나왔다. 이 말은 서스펜션 댐퍼탑의 Z 축 방향의 가진력에 가장 크게 반응을 하는 설계 기능 변수는 토 각이라는 것을 의미한다. 특히 토 각 조절 중 7° 토 아웃에서 7° 토 인으로 변경을 하면서 S/N 비가 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있었다. 각 설계 변수의 S/N 비 민감도 그래프는 Figure 4.4 의 (a), (b), 그리고 (c)와 같이 나왔다. 이를 통해 댐퍼탑의 가진력을 줄이기 위해서는 토 각 조절을 토 인으로 갈수록 좋다는 것을 유추 할 수 있다. 하지만 설계 제한 조건에 토 각은 인, 아웃 모두 7° 수준이 한계이기 때문에 새로운 변수로 선택을 할 수 없다. 캐스터 각의 경우에는 다른 설계 변수에 비해 민감도가 작고 또한 토 각과 같이 캐스터 각도 설계 제한 조건이 있다는 점이 새로운 변수로 선택을 할 수 없게 만든다. 통상적으로 3 번째 수준의 토 각과 캐스터 각 수준이 제한되어 있다는 점 때문에 서스펜션 추가 질량의 수준을 재정립하여 가진력을 더 감소시키기 위해 2 차 견실최적설계를 실행하였다.

4.3 2 차 견실최적설계 실험 결과 및 분석

1 차 견실최적설계 실험의 결과를 토대로 3 가지 설계변수들의 민감도가 제일 높았던 3 번째 수준으로 조합을 새로 하여 가진력을 측정하였고 S/N 비를 나타내보니 1 차 견실최적설계의 최적 조합보다 가진력이 더 작은 결과를 나타내었고 큰 S/N 비를 가지고 있다는 것을 확인할 수 있었다. 이는 캐스터 각의 민감도 분석에서 3 번째 수준, 즉 캐스터 각 14°의 민감도가 1 번째 수준인 캐스터 각 2°의 민감도 보다 크기 때문에 S/N 비가 커지게 된 것이다.

캐스터 각과 토 각의 제한으로 인해서 이 2 가지의 설계 변수를 고정 변수로 두게 되었고 서스펜션의 추가 질량 수준을 조절하여 2 차 견실최적설계 실험을 진행하였다. 서스펜션의 추가 질량 수준 설정은 기존 3 수준이었던 5kg 추가를 중심 기준으로 삼고 각각 3kg 을 가/감하여 2kg 과 8kg 의 추가 질량 수준을 설정하였다. 1 차 견실최적설계의 질량수준에서는 각 수준별 차이가 5kg 이었으나 좀 더 자세한 민감도 분석을 위해 질량 수준 차이를 3kg 으로 설정하게 되었다. 질량 수준을 다시 3 가지로 나누어서 실험을 3 차례 시행하였고 타이어 공기압 조건 또한 24psi 와 32psi 2 가지 조건으로 하여 총 6 번의 실험을 수행하였다. 가진력의 결과는 Figure 4.5 와 같다.

Figure 4.5 의 데이터를 가지고 서스펜션 추가 질량을 다시 한번 민감도 분석을 하였고 그 결과는 Figure 4.6 과 같이 나타난다. 서스펜션의 추가 질량 수준 2kg 과 8kg 에서의 수준에서의 S/N 비는 추가 질량 5kg 에서의 S/N 비보다 더 작게 나오는 결과가 나오게 되었다. 이는 서스펜션의 추가적인 질량 5kg 정도는 적당하나 그 이상을 넘거나 미만일 경우 오히려 가진력 저감에 해가 된다는 것을 의미하는 것이다. 최종 2 차 견실 최적 설계의 조합은 1 차 견실 최적 설계에서의 최적 조합 중 캐스터 각을

2° 에서 14° 로 바꾼 조합이었고 이를 통해 전륜 서스펜션의 댐퍼탑 가진력을 좀 더 저감할 수 있다는 것을 확인할 수 있었다.

4.4 최종 실험 결과

지금까지 1 차 견실최적설계와 2 차 견실최적설계를 통해 로드노이즈의 영향을 주는 가진력의 저감을 서스펜션 특성 변경을 통해 시행을 했다. 초기 조건, 즉 서스펜션의 추가 질량 없이 캐스터 각 또한 8°로 유지되어 있으며 토 각은 평행하였을 조건으로 했을 초기값 대비하여 1 차 최적설계와 2 차 최적설계를 통한 최적의 결과는 Figure 4.7 을 통해 S/N 비가 7% 증가하였음을 알 수 있었다. 1 차 최적설계와 2 차 최적설계를 통해 어떤 설계 변수의 특성이 로드노이즈에 영향을 주는지 알 수 있었고 그 결과 토 아웃 보다는 토 인이 로드노이즈에 더 유리하며, 특히 토 인의 각도가 크면 클수록 로드노이즈에 유리하다는 것을 알 수 있었다. 서스펜션의 추가 질량은 5kg 정도의 질량 추가는 로드노이즈에 유리하나 그 전, 후로는 오히려 로드노이즈에 불리하다는 것을 알 수 있었으며 캐스터 각의 경우 로드노이즈 관련하여 14° 일 때 S/N 비가 가장 크다는 것을 알 수 있었으나 S/N 비의 차이가 토 각이나 서스펜션 추가질량하고 비교시 상대적으로 차이가 적다는 것을 알 수 있으므로 로드노이즈에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

	A	B	C													S/N ratio [dB]
				N1 Tire Pressure 24psi				N2 Tire Pressure 32psi				N3 Tire Pressure 40psi				
				The cleat height (26mm), The excitation force at 17Hz												
				1	2	3	avg	1	2	3	avg	1	2	3	avg	
1	1	1	1	17.57	12.72	15.55	15.28	27.08	20.36	25.55	24.33	27.71	20.44	26.03	24.73	-13.31
2	1	2	2	17.59	18.36	13.64	16.53	26.45	27.31	19.99	24.58	26.54	27.53	19.83	24.63	-13.40
3	1	3	3	18.47	14.64	17.43	16.85	19.77	16.45	19.28	18.50	24.44	20.21	23.81	22.82	-12.88
4	2	1	2	18.07	14.43	17.75	16.75	22.39	18.33	22.29	21.00	25.67	20.69	25.71	24.02	-13.13
5	2	2	3	17.25	17.65	13.47	16.12	23.50	23.34	18.35	21.73	24.46	24.12	19.53	22.70	-13.05
6	2	3	1	20.08	15.07	19.04	18.06	25.43	19.21	24.20	22.95	27.41	22.53	26.42	25.45	-13.46
7	3	1	3	18.95	15.44	19.19	17.86	20.68	17.49	21.41	19.86	25.40	21.5	26.29	24.40	-13.16
8	3	2	1	15.71	15.35	11.70	14.25	26.84	25.87	19.17	23.96	29.09	27.73	20.72	25.85	-13.29
9	3	3	2	16.95	13.65	17.28	15.96	20.97	17.10	21.76	19.94	26.50	21.85	27.68	25.34	-13.09

Figure 4.1 The 1st optimal robust design S/N ratio result

	A	B	C	N1 Tire Pressure 24psi				N2 Tire Pressure 32psi				S/N ratio [dB]
				The cleat height (26mm), The excitation force at 17Hz								
				1	2	3	avg	1	2	3	avg	
1	1	1	1	17.57	12.72	15.55	15.28	27.08	20.36	25.55	24.33	-11.21
2	1	2	2	17.59	18.36	13.64	16.53	26.45	27.31	19.99	24.58	-11.37
3	1	3	3	18.47	14.64	17.43	16.85	19.77	16.45	19.28	18.50	-10.71
4	2	1	2	18.07	14.43	17.75	16.75	22.39	18.33	22.29	21.00	-11.00
5	2	2	3	17.25	17.65	13.47	16.12	23.5	23.34	18.35	21.73	-11.12
6	2	3	1	20.08	15.07	19.04	18.06	25.43	19.21	24.2	22.95	-11.34
7	3	1	3	18.95	15.44	19.19	17.86	20.68	17.49	21.41	19.86	-10.99
8	3	2	1	15.71	15.35	11.70	14.25	26.84	25.87	19.17	23.96	-11.15
9	3	3	2	16.95	13.65	17.28	15.96	20.97	17.10	21.76	19.94	-10.78

Figure 4.2 The 1st optimal robust design S/N ratio result without N3(40psi)

Design Variable A				Design Variable B				Design Variable C			
Level	1	2	3	Level	1	2	3	Level	1	2	3
S/N	-11.21	-11.00	-10.99	S/N	-11.21	-11.37	-10.71	S/N	-11.21	-11.37	-10.71
	-11.37	-11.01	-11.15		-11.00	-11.12	-11.36		-11.36	-11.00	-11.01
	-10.71	-11.34	-10.78		-10.99	-11.15	-10.78		-11.05	-10.78	-10.99
Sum	-33.29	-33.34	-32.92	Sum	-33.20	-33.63	-32.85	Sum	-33.62	-33.15	-32.72
Average	-11.10	-11.11	-10.97	Average	-11.07	-11.21	-10.95	Average	-11.21	-11.05	-10.91

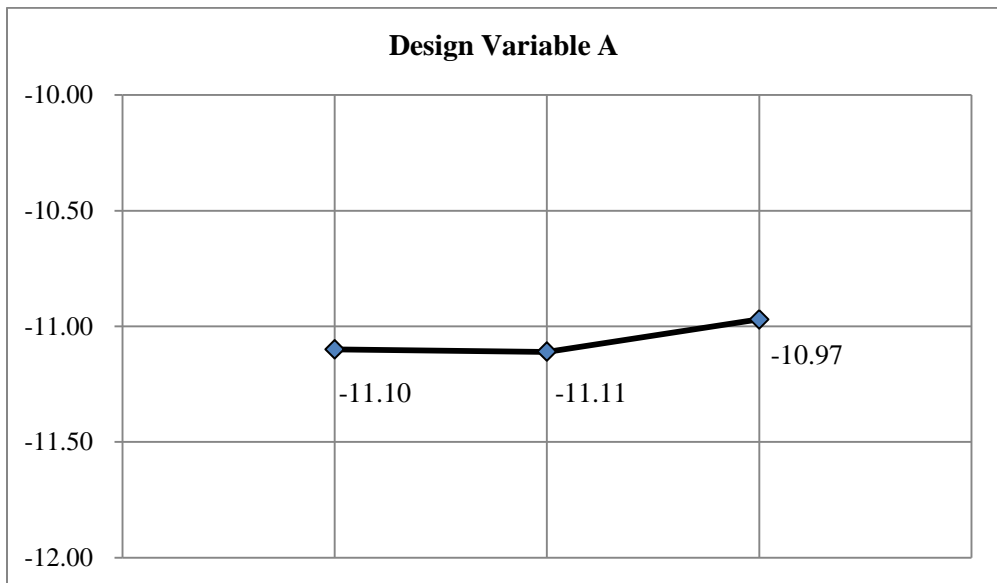
(a)

Figure 4.3 The design variable's factor S/N ratio (a) each S/N ratio sensitivity (b) average sensitivity and difference

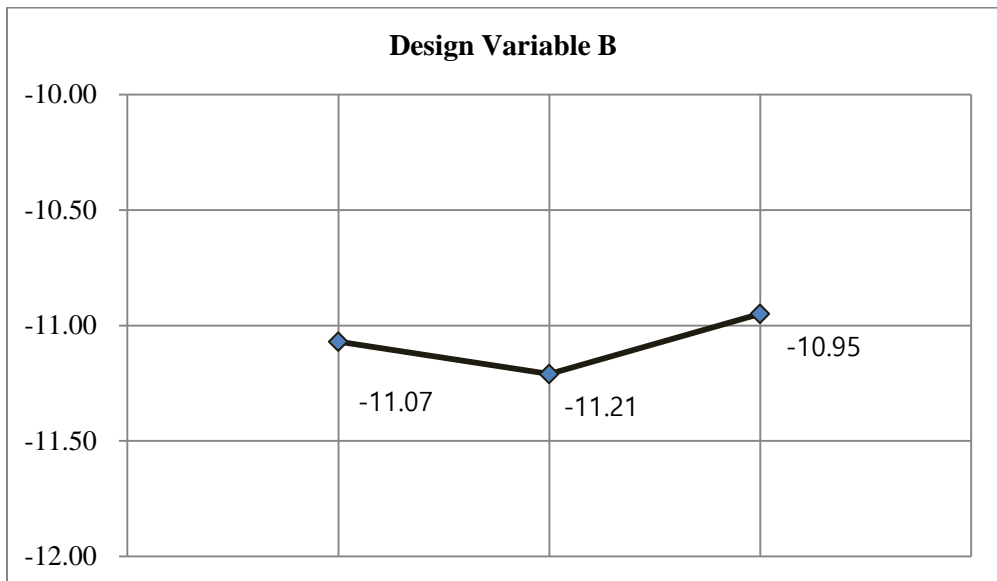
	Design Variable A	Design Variable B	Design Variable C
1	-11.10	-11.07	-11.21
2	-11.11	-11.21	-11.05
3	-10.97	-10.95	-10.91
Maximum	-0.13	-0.26	-0.30

(b)

Figure 4.3 The design variable's factor S/N ratio (a) each S/N ratio sensitivity (b) average sensitivity and difference

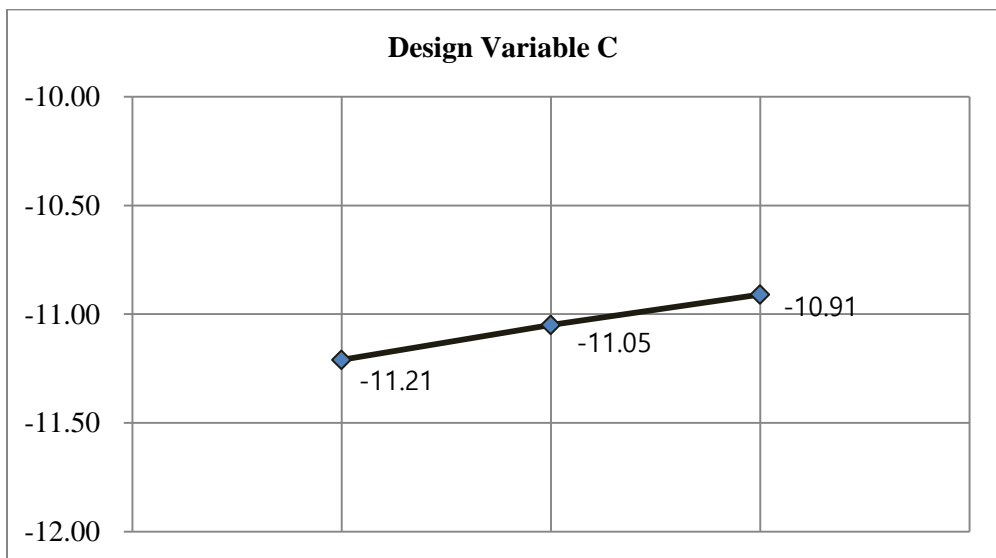


(a)



(b)

Figure 4.4 The design variable S/N ratio sensitivity graph (a) A (caster angle)
(b) B (additional mass) (c) C (toe angle)



(c)

Figure 4.4 The design variable S/N ratio sensitivity graph (a) A (caster angle)
(b) B (additional mass) (c) C (toe angle)

	A	B	C	N1 Tire Pressure 24psi				N2 Tire Pressure 32psi				S/N ratio [dB]
				The cleat height (26mm), The excitation force at 17Hz								
				1	2	3	avg	1	2	3	avg	
1	3	3	3	16.98	13.7	18.08	16.25	18.17	16.27	20.20	18.21	-10.60
2	3	2kg	3	18.61	19.31	18.23	18.72	21.87	20.50	22.27	21.55	-11.28
3	3	8kg	3	17.78	16.87	19.92	18.19	21.09	23.37	22.01	22.16	-11.29

Figure 4.5 The 2nd optimal robust design S/N ratio result

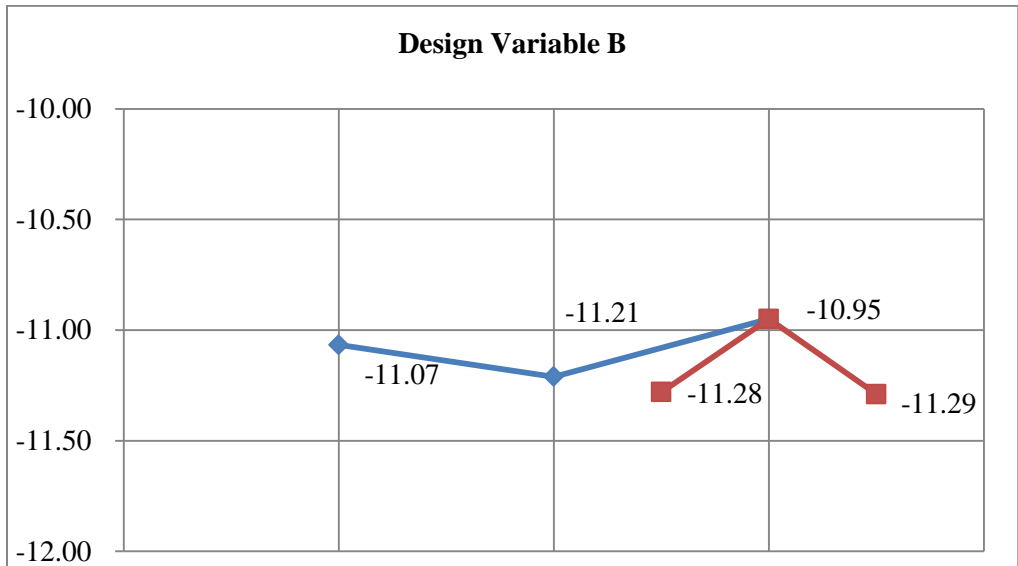


Figure 4.6 Design Variable B (Additional Mass) 1st design (Rhombus) and 2nd design (Square) S/N ratio sensitivity graph

	A	B	C			S/N ratio [dB]
				N1 Tire Pressure 24psi	N2 Tire Pressure 32psi	
				The cleat height (26mm), The excitation force at 17Hz		
				avg	avg	
Initial value	2	2	2	17.10	24.29	-11.40
1 st experiment	1	3	3	16.85	18.50	-10.71
2 nd experiment	3	3	3	16.25	18.21	-10.60

Figure 4.7 The initial value, 1st design and 2nd design final analysis

5. 결 론

본 연구는 로드노이즈를 개선 시키기 위해 차량에서 로드노이즈에 영향을 많이 주는 전륜 서스펜션을 탈거하여 현가장치 리그 테스트에 장착을 하였고 여러 하드포인트 중 댐퍼탑의 가진력을 구조 변경 없이 서스펜션의 특성을 이용해 댐퍼탑의 가진력을 최소화 시켰고 다음과 같은 결론을 얻었다.

서스펜션의 구조 변경 없이 특성의 변화로도 로드노이즈에 영향을 끼치는 가진력을 줄일 수 있었고 설계 요소 3 가지 중 캐스터 각은 로드노이즈의 영향력이 제일 적었으며, 서스펜션의 추가 질량은 +5kg 정도의 추가가 제일 적절하게 나오고 로드노이즈 가진력을 감소 시키는데 가장 중요한 설계 인자는 서스펜션의 토 각이라는 결과가 나오게 되었으며 가장 민감하게 반응한 인자라는 것을 알 수 있었다.

하지만 단순히 전륜 서스펜션의 댐퍼탑의 가진력만 줄여서 로드노이즈가 완벽하게 개선되는 것이 아니기 때문에 댐퍼탑의 가진력뿐만 아니라 후륜 서스펜션의 댐퍼탑 혹은 전륜, 후륜 서스펜션의 가진력이 많이 들어가는 마운트쪽의 가진력도 저감시켜야 로드노이즈가 확실하게 개선 된다고 할 수 있다.

본 연구에서 진행한 전륜 서스펜션의 댐퍼탑 뿐만 아니라 전 마운트와 후 마운트와 같은 하드 포인트에서의 특성 변경을 통한 건실최적설계를 하게 된다면 로드노이즈의 개선이 더욱 발전할 것이라고 생각을 한다.

이 연구의 확장을 위해 전륜 서스펜션의 댐퍼탑 뿐만이 아니라 전륜 서스펜션의 전 및 후 마운트 그리고 후륜 서스펜션의 특성을 파악하여 로드노이즈 개선 방법을 연구하고 있다.

참 고 문 헌

- [1] Plunt, Juha. "Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis." *Sound and vibration* 39.11 (2005): 12-17.
- [2] De Klerk,D., and A. Ossipov. "Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application." *Mechanical Systems and Signal Processing* 24.7 (2010): 1950-1962
- [3] Janssens, Karl, et al. "OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models." *Mechanical Systems and Signal Processing* 25.4 (2011): 1321-1338.
- [4] D.C. Park, J.K. Kim, H. Park, J.M. Lim, and S.Y. Park, "The improvement of road noise using cae/cat method," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Spring Conference*, pp. 119~120, 2010
- [5] Kang, et al. "Experimental Evaluation of Direct Measurement for Excitation Forces Acting on the Hard-points of Suspension System to Predict Road-noise Performance." *KSAE Annual Conference Proceedings* 25.3 (2015): 184-190.
- [6] Kim, J. "Engineering Design" 2008
- [7] T. Sakata, H. Morimura, and H. Ide "Effects of Tire Cavity Resonance on Vehicle Road Noise". *Tire Science and Technology*: April 1990, Vol. 18, No. 2, pp. 68-79.
- [8]M.Harrison, *Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004
- [9] Fujikawa, T., Koike, H. and Oshino, Y., 2003, Relation between Road Roughness Parameters and Tyre Vibration Noise - Examination Using a Simple Tyre Model, *Inter-noise Congress*, pp. 862~865.

Abstract

A Study on Improvement of Road Noise by Changing Vehicle Suspension Characteristics

Yun Chang, Lee

The Graduate School

Seoul National University

This study presents the design factors that can improve the road noise early and emphasizes improvement of the road noise by reducing the excitation force transmitted to the vehicle through the proposed design factors. To measure the excitation force of the road noise, the front suspension was removed from the vehicle and attached to the suspension rig tester. The force of the damper top, which is one of the suspension hard points, was directly measured by the force sensor and we changed the characteristics of the suspension to reduce the load and the road noise. In addition, based on the fact that the suspension that was removed from the actual vehicle was attached to the suspension rig tester and the excitation force generated by the vehicle was similar to that of the actual vehicle, the force of the suspension damper top was measured by TPA. In this study, we discuss how to reduce the excitation force and road noise by changing the suspension characteristics.

Keywords: Road Noise, Suspension Rig Tester, Damper Top, Transfer Path Analysis, Optimal Robust Design

Student Number: 2015-22719